

Double clutch arrangement reduces unwanted tugging moments which still remain

Patent number: DE19833376
Publication date: 1999-12-09
Inventor: RUEHLE GUENTER (DE); SEUFERT MARTIN (DE);
HARST RICHARD (DE); WOLF WALTER (DE)
Applicant: GETRAG GETRIEBE ZAHNRAD (DE)
Classification:
- international: *F16D25/0638; F16D25/10; F16D25/00; F16D25/06;*
(IPC1-7): F16D25/10; B60K17/02; B60K23/02
- european: F16D25/0638; F16D25/10
Application number: DE19981033376 19980724
Priority number(s): DE19981033376 19980724

[Report a data error here](#)

Abstract of **DE19833376**

A twin clutch (10) has a clutch shaft (12) with first (K1) and second (K2) individual clutches. Each clutch (K1, K2) is operated by a respective piston (36, 46), each with a first radial surface (F11, F12) on which a fluid acts. The pistons (36, 46) each enclose a chamber (58) on the side away from their radial surfaces (F11, F12) but adjacent to a second radial surface (F12, F22). The second radial surfaces (F12, F22) are of the same size. The chamber (58) is fluid-filled.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

Best Available Copy



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 198 33 376 A 1

51 Int. Cl.⁶:
F 16 D 25/10
B 60 K 17/02
B 60 K 23/02

21 Aktenzeichen: 198 33 376.5
22 Anmeldetag: 24. 7. 98
43 Offenlegungstag: 9. 12. 99

DE 198 33 376 A 1

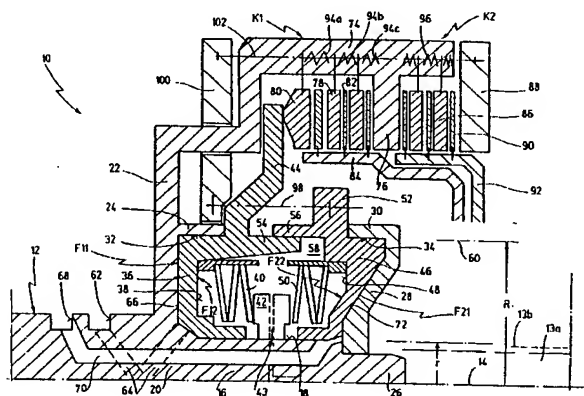
Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

- | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|----|--------------|----|--------------|----|--------------|-------|-----------|----|--------------|----|-----------|----|-----------|----|-----------|----|----------|
| <p>71 Anmelder:
GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann
Hagenmeyer GmbH & Cie., 71636 Ludwigsburg, DE</p> <p>74 Vertreter:
Witte, Weller, Gahlert, Otten & Steil, 70178 Stuttgart</p> | <p>72 Erfinder:
Rühle, Günter, 74369 Löchgau, DE; Seufert, Martin,
71229 Leonberg, DE; Harst, Richard, 74078
Heilbronn, DE; Wolf, Walter, Dr., 71706
Markgröningen, DE</p> <p>56 Entgegenhaltungen:</p> <table border="0"><tr><td>DE</td><td>23 16 571 B2</td></tr><tr><td>DE</td><td>43 24 809 A1</td></tr><tr><td>DE</td><td>38 38 865 A1</td></tr><tr><td>DE-OS</td><td>19 02 332</td></tr><tr><td>DE</td><td>91 14 528 U1</td></tr><tr><td>US</td><td>56 62 198</td></tr><tr><td>US</td><td>35 81 858</td></tr><tr><td>US</td><td>33 69 639</td></tr><tr><td>US</td><td>6 32 544</td></tr></table> | DE | 23 16 571 B2 | DE | 43 24 809 A1 | DE | 38 38 865 A1 | DE-OS | 19 02 332 | DE | 91 14 528 U1 | US | 56 62 198 | US | 35 81 858 | US | 33 69 639 | US | 6 32 544 |
| DE | 23 16 571 B2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| DE | 43 24 809 A1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| DE | 38 38 865 A1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| DE-OS | 19 02 332 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| DE | 91 14 528 U1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| US | 56 62 198 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| US | 35 81 858 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| US | 33 69 639 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| US | 6 32 544 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- 54 Doppelkupplung
- 57 Eine Doppelkupplung (10) umfaßt eine Kupplungswelle (12) sowie eine erste Einzelkupplung (K1) und eine zweite Einzelkupplung (K2). Den Einzelkupplungen (K1, K2) ist jeweils ein federnd gegenüber der Kupplungswelle (12) abgestützter Betätigungskolben (36, 46) zugeordnet. Die Betätigungskolben (36, 46) weisen jeweils eine erste, mit einem Fluid beaufschlagbare radiale Wirkfläche (F11, F21) auf. Die Betätigungskolben (36, 46) schließen auf ihren den ersten radialen Wirkflächen (F11, F21) abgewandten Seiten zwischen sich einen Hohlraum (58) ein. Die Betätigungskolben (36, 46) sind auf ihrem dem Hohlraum (58) zugewandten Seiten mit zweiten radialen Wirkflächen (F12, F22) versehen. Die zweiten radialen Wirkflächen (F12, F22) sind gleich groß. Der Hohlraum (58) ist mit dem Fluid befüllt (einzige Figur).



DE 198 33 376 A 1

Die Erfindung betrifft eine Doppelkupplung mit einer ersten Einzelkupplung und einer zweiten Einzelkupplung, die zur Kupplungsachse konzentrisch angeordnet sind und jeweils Außenlamellen und Innenlamellen aufweisen, wobei die Außenlamellen mit einem mit einer ersten Kupplungswelle umlaufenden Kupplungsgehäuse und die Innenlamellen mit jeweils einem mit einer weiteren Kupplungswelle umlaufenden Lamellenträger drehfest, jedoch axial verschiebbar verbunden sind, wobei ferner jede Einzelkupplung mit einer servomechanisch axial verschiebbaren Druckplatte versehen ist, um die Lamellen axial gegeneinander und gegen einen axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses zu drücken.

Eine Doppelkupplung der vorstehend genannten Art ist aus der DE 38 38 865 bekannt.

Bei dem aus der DE 38 38 865 bekannten Kupplungsaggregat laufen gleichachsig mit einer Kupplungseingangswelle zwei Ringkolben zum Betätigen der beiden Einzelkupplungen. Der eine Ringkolben erstreckt sich in Verlängerung der Kupplungseingangswelle und läuft innen auf einem wellenförmigen Ringflansch. Der andere Ringkolben läuft außen auf dem Ringflansch. Beide Ringkolben sind mit einer radialen Wirkfläche versehen die jeweils zur Kupplungseingangswelle weist und mit Hydrauliköl beaufschlagbar ist. Die jeweils gegenüberliegende Seite der beiden Ringkolben grenzt an den Luftraum im Kupplungsgehäuse, ist also nicht druckbelastet. Infolge dieser Konfiguration kann es drehzahlabhängig zu Störungen kommen. Das nur einseitig, nämlich an den radialen Wirkflächen der Ringkolben befindliche Hydrauliköl übt nämlich infolge der sich einstellenden Fliehkräfte eine störende Zusatzkraft auf die Ringkolben aus. Diese Zusatzkraft ist von der Kupplungseingangswelle weg gerichtet. Bei dem bekannten Aggregat ist ferner für die Ringkolben ein relativ großer Kolbenweg mit entsprechend langer Befüllzeit der Hydraulikkammern vorgesehen. Die unterschiedliche Ausgestaltung beider Ringkolben bedingt auch eine unterschiedliche Auslegung der jeweiligen Verstelleinrichtung. Die ungleichen Stellsysteme für die beiden Ringkolben erfordern ferner optimierte und teure Ventile sowie eine optimierte Ansteuerung individuell für jeden der beiden Ringkolben.

Bei dem bekannten Kupplungsaggregat sind die beiden Ringkolben darüber hinaus über Tellerfedern bzw. Tellerfedernpakete mit den zugehörigen Druckplatten der Einzelkupplungen verbunden. Dies führt im Bereich der Tellerfedern zu einer erheblichen Reibungshysterese, weil die mehreren Tellerfedern eines Tellerfedernpaketes aneinander reiben bzw. Tellerfedern auch im Bereich der Anlagepunkte Reibverluste aufweisen. Es ergibt sich folglich eine zu große Elastizität zwischen Stellglied und Druckplatte. Dies wiederum macht ein treffsicheres Anfahren des Greifpunktes der Kupplung nicht möglich.

Schließlich werden bei dem bekannten Kupplungsaggregat die Lamellen der beiden Einzelkupplungen im Ruhezustand lose zwischen den zugehörigen Druckplatten und dem axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses gehalten. Beim Lösen einer zuvor geschlossenen Kupplung kann dies dazu führen, daß einzelne oder alle Lamellen aneinander und/oder an der Druckplatte und/oder am axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses kleben bleiben. Dies wiederum führt zu unerwünschten, nämlich erhöhten Schleppmomenten der Kupplung.

Der Erfindung liegt demgegenüber die Aufgabe zugrunde, eine Doppelkupplung der eingangs genannten Art dahingehend weiterzubilden, daß die vorstehend genannten Nachteile vermieden werden. Insbesondere sollen erhöhten

Schleppmomente vermieden werden, die nach dem Öffnen einer Einzelkupplung noch anliegen, weil die geöffnete Einzelkupplung nicht vollständig geöffnet ist.

Diese Aufgabe wird bei einer Doppelkupplung der eingangs genannten Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß Lamellen mit Federn versehen sind, die beim Öffnen der Einzelkupplungen entgegen deren Schließrichtung ein Abheben von Außenlamellen relativ zu Innenlamellen bewirken.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe wird auf diese Weise vollkommen gelöst.

Durch das Vorsehen von Lamellen mit Federn wird nämlich erreicht, daß diese Federn beim Schließvorgang der Einzelkupplung zusammengedrückt werden, dann aber beim Wieder-Öffnen der Einzelkupplung ein selbsttätiges Abheben der beteiligten Reibelemente voneinander bewirken. Dadurch wird die geöffnete Einzelkupplung tatsächlich vollständig geöffnet, so daß keine Schleppmomente mehr auftreten können, wie dies beim Stand der Technik der Fall ist, wo die Lamellen, die Druckplatte sowie der axiale Anschlag des Kupplungsgehäuses auch nach dem Öffnen einer Einzelkupplung noch miteinander verklebt sein können. All dies wird durch die erfindungsgemäße Zwangsabhebung der Lamellen vermieden.

Bei einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung sind die Federn als Tellerfedern ausgebildet.

Diese Maßnahme hat den Vorteil, daß verhältnismäßig kleine Federelemente eingesetzt werden können, die gleichwohl große Federkräfte aufzubringen vermögen.

In diesem Zusammenhang ist weiter bevorzugt, wenn die Federn über den Umfang der Lamellen verteilt angeordnet sind. Dies kann vorzugsweise dadurch geschehen, daß z. B. an acht Umfangspositionen jeweils Pakete von zehn Tellerfedern vorgesehen werden.

Die Anordnung der Federn zwischen den beteiligten Reibelementen kann auf unterschiedliche Weise erreicht werden.

Nach einer ersten Variante sind die Federn zwischen den Außenlamellen angeordnet, nach einer zweiten Variante zwischen der Druckplatte und der jeweils benachbarten Außenlamelle und nach einer dritten Variante schließlich zwischen dem axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses und der jeweils benachbarten Außenlamelle. Diese Maßnahmen können selbstverständlich auch miteinander kombiniert oder zusammen verwendet werden.

Weitere Vorteile ergeben sich aus der Beschreibung und der beigefügten Zeichnung.

Es versteht sich, daß die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert.

Die einzige Figur zeigt in äußerst schematisierter Schnittdarstellung ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Doppelkupplung.

In der Figur ist mit 10 insgesamt im Schnitt eine axiale Hälfte einer Doppelkupplung in äußerst schematisierter Darstellung gezeigt. Der Begriff "Doppelkupplung" wird dabei nur der Einfachheit halber verwendet. Die Erfindung kann nämlich in gleicher Weise auch bei Einfach- oder bei Mehrfachkupplungen eingesetzt werden, bei denen mehr als zwei Einzelkupplungen Verwendung finden.

Die Doppelkupplung 10 weist eine Kupplungseingangswelle 12 sowie zwei konzentrische Kupplungsausgangswel-

Die Erfindung betrifft eine Doppelkupplung mit einer ersten Einzelkupplung und einer zweiten Einzelkupplung, die zur Kupplungsachse konzentrisch angeordnet sind und jeweils Außenlamellen und Innenlamellen aufweisen, wobei die Außenlamellen mit einem mit einer ersten Kupplungswelle umlaufenden Kupplungsgehäuse und die Innenlamellen mit jeweils einem mit einer weiteren Kupplungswelle umlaufenden Lamellenträger drehfest, jedoch axial verschiebbar verbunden sind, wobei ferner jede Einzelkupplung mit einer servomechanisch axial verschiebbaren Druckplatte versehen ist, um die Lamellen axial gegeneinander und gegen einen axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses zu drücken.

Eine Doppelkupplung der vorstehend genannten Art ist aus der DE 38 38 865 bekannt.

Bei dem aus der DE 38 38 865 bekannten Kupplungsaggregat laufen gleichachsig mit einer Kupplungseingangswelle zwei Ringkolben zum Betätigen der beiden Einzelkupplungen. Der eine Ringkolben erstreckt sich in Verlängerung der Kupplungseingangswelle und läuft innen auf einem wellenfesten Ringflansch. Der andere Ringkolben läuft außen auf dem Ringflansch. Beide Ringkolben sind mit einer radialen Wirkfläche versehen die jeweils zur Kupplungseingangsseite weist und mit Hydrauliköl beaufschlagbar ist. Die jeweils gegenüberliegende Seite der beiden Ringkolben grenzt an den Luftraum im Kupplungsgehäuse, ist also nicht druckbelastet. Infolge dieser Konfiguration kann es drehzahlabhängig zu Störungen kommen. Das nur einseitig, nämlich an den radialen Wirkflächen der Ringkolben befindliche Hydrauliköl übt nämlich infolge der sich einstellenden Fliehkräfte eine störende Zusatzkraft auf die Ringkolben aus. Diese Zusatzkraft ist von der Kupplungseingangswelle weg gerichtet. Bei dem bekannten Aggregat ist ferner für die Ringkolben ein relativ großer Kolbenweg mit entsprechend langer Befüllzeit der Hydraulikkammern vorgesehen. Die unterschiedliche Ausgestaltung beider Ringkolben bedingt auch eine unterschiedliche Auslegung der jeweiligen Verstellereinrichtung. Die ungleichen Stellsysteme für die beiden Ringkolben erfordern ferner optimierte und teure Ventile sowie eine optimierte Ansteuerung individuell für jeden der beiden Ringkolben.

Bei dem bekannten Kupplungsaggregat sind die beiden Ringkolben darüber hinaus über Tellerfedern bzw. Tellerfedernpakete mit den zugehörigen Druckplatten der Einzelkupplungen verbunden. Dies führt im Bereich der Tellerfedern zu einer erheblichen Reibungshysterese, weil die mehreren Tellerfedern eines Tellerfedernpaketes aneinander reiben bzw. Tellerfedern auch im Bereich der Anlagepunkte Reibverluste aufweisen. Es ergibt sich folglich eine zu große Elastizität zwischen Stellglied und Druckplatte. Dies wiederum macht ein treffsicheres Anfahren des Greifpunktes der Kupplung nicht möglich.

Schließlich werden bei dem bekannten Kupplungsaggregat die Lamellen der beiden Einzelkupplungen im Ruhezustand lose zwischen den zugehörigen Druckplatten und dem axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses gehalten. Beim Lösen einer zuvor geschlossenen Kupplung kann dies dazu führen, daß einzelne oder alle Lamellen aneinander und/oder an der Druckplatte und/oder am axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses kleben bleiben. Dies wiederum führt zu unerwünschten, nämlich erhöhten Schleppmomenten der Kupplung.

Der Erfindung liegt demgegenüber die Aufgabe zugrunde, eine Doppelkupplung der eingangs genannten Art dahingehend weiterzubilden, daß die vorstehend genannten Nachteile vermieden werden. Insbesondere sollen erhöhten

Schleppmomente vermieden werden, die nach dem Öffnen einer Einzelkupplung noch anliegen, weil die geöffnete Einzelkupplung nicht vollständig geöffnet ist.

Diese Aufgabe wird bei einer Doppelkupplung der eingangs genannten Art erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß Lamellen mit Federn versehen sind, die beim Öffnen der Einzelkupplungen entgegen deren Schließrichtung ein Abheben von Außenlamellen relativ zu Innenlamellen bewirken.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe wird auf diese Weise vollkommen gelöst.

Durch das Vorsehen von Lamellen mit Federn wird nämlich erreicht, daß diese Federn beim Schließvorgang der Einzelkupplung zusammengedrückt werden, dann aber beim Wieder-Öffnen der Einzelkupplung ein selbsttätiges Abheben der beteiligten Reibelemente voneinander bewirken. Dadurch wird die geöffnete Einzelkupplung tatsächlich vollständig geöffnet, so daß keine Schleppmomente mehr auftreten können, wie dies beim Stand der Technik der Fall ist, wo die Lamellen, die Druckplatte sowie der axiale Anschlag des Kupplungsgehäuses auch nach dem Öffnen einer Einzelkupplung noch miteinander verklebt sein können. All dies wird durch die erfindungsgemäße Zwangsabhebung der Lamellen vermieden.

Bei einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung sind die Federn als Tellerfedern ausgebildet.

Diese Maßnahme hat den Vorteil, daß verhältnismäßig kleine Federelemente eingesetzt werden können, die gleichwohl große Federkräfte aufzubringen vermögen.

In diesem Zusammenhang ist weiter bevorzugt, wenn die Federn über den Umfang der Lamellen verteilt angeordnet sind. Dies kann vorzugsweise dadurch geschehen, daß z. B. an acht Umfangspositionen jeweils Pakete von zehn Tellerfedern vorgesehen werden.

Die Anordnung der Federn zwischen den beteiligten Reibelementen kann auf unterschiedliche Weise erreicht werden.

Nach einer ersten Variante sind die Federn zwischen den Außenlamellen angeordnet, nach einer zweiten Variante zwischen der Druckplatte und der jeweils benachbarten Außenlamelle und nach einer dritten Variante schließlich zwischen dem axialen Anschlag des Kupplungsgehäuses und der jeweils benachbarten Außenlamelle. Diese Maßnahmen können selbstverständlich auch miteinander kombiniert oder zusammen verwendet werden.

Weitere Vorteile ergeben sich aus der Beschreibung und der beigefügten Zeichnung.

Es versteht sich, daß die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert.

Die einzige Figur zeigt in äußerst schematisierter Schnittdarstellung ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Doppelkupplung.

In der Figur ist mit 10 insgesamt im Schnitt eine axiale Hälfte einer Doppelkupplung in äußerst schematisierter Darstellung gezeigt. Der Begriff "Doppelkupplung" wird dabei nur der Einfachheit halber verwendet. Die Erfindung kann nämlich in gleicher Weise auch bei Einfach- oder bei Mehrfachkupplungen eingesetzt werden, bei denen mehr als zwei Einzelkupplungen Verwendung finden.

Die Doppelkupplung 10 weist eine Kupplungseingangswelle 12 sowie zwei konzentrische Kupplungsausgangswel-

len 13a und 13b auf. Die gemeinsame Achse ist mit 14 bezeichnet.

Ein vorderer Abschnitt 16 der Kupplungseingangswelle 12 weist eine zylindrische Außenumfangsfläche auf. Ein in Richtung des Kupplungseingangs danebenliegender mittlerer Abschnitt 20 der Kupplungseingangswelle 12 ist mit einem radialen Flansch 22 versehen. Am radialen Flansch 22 befindet sich ein erster rohrförmiger Ansatz 24. Das dem Kupplungsausgang zuweisende Ende der Kupplungseingangswelle 12 läuft in eine Spitze 26 aus. Auf die Spitze 26 ist ein Flanschteil 28 undrehbar aufgesetzt, bspw. verschraubt. Das Flanschteil 28 ist mit einem zweiten rohrförmigen Ansatz 30 versehen.

Die rohrförmigen Ansätze 24 und 30 weisen einander zu. Der erste rohrförmige Ansatz 24 ist mit einer ersten Innenumfangsfläche 32 und der zweite rohrförmige Ansatz 30 mit einer zweiten Innenumfangsfläche 34 versehen.

Zwischen der Außenumfangsfläche 18 und der ersten Innenumfangsfläche 32 läuft ein erster Ringkolben 36. Der erste Ringkolben 36 ist auf seiner in der Figur rechten Seite mit einer ersten radialen Fläche 38 versehen. An der ersten radialen Fläche 38 liegt eine erste Feder 40 bzw. eine Federlagerschale an. Die erste Feder 40 stützt sich an ihrem anderen Ende an einem achsfesten Widerlager 42 ab. Das achsbeste Widerlager 42 ist mit einer radialen Ölbohrung 43 versehen, auf die weiter unten noch eingegangen werden wird.

Der erste Ringkolben 36 weist ferner einen ersten radialen Flansch 44 auf, der sich radial weit nach außen erstreckt.

Zwischen der Außenumfangsfläche 18 und der zweiten Innenumfangsfläche 34 des zweiten rohrförmigen Ansatzes 30 läuft ein zweiter Ringkolben 46. Der zweite Ringkolben 46 ist mit einer zweiten radialen Fläche 48 versehen. An der zweiten radialen Fläche 48 liegt eine zweite Feder 50 bzw. eine Federlagerschale an. Die zweite Feder 50 stützt sich ebenfalls an ihrem entgegengesetzten Ende am achsfesten Widerlager 42 ab.

Der zweite Ringkolben 46 ist ferner mit einem zweiten radialen Flansch 52 versehen.

Die Ringkolben 36 und 46 sind folglich einseitig hohl ausgebildet, um in ihrem hohlen Abschnitt jeweils die Feder 40 bzw. 50 aufzunehmen. An ihren einander zuweisenden Endabschnitten sind die Ringkolben 36 mit axialen Flanschen 54 bzw. 56 versehen. Der erste axiale Flansch 54 des ersten Ringkolbens 36 läuft dabei innen auf dem zweiten axialen Flansch 56 des zweiten Ringkolbens 46. Der zwischen den Ringkolben 36 und 46 eingeschlossene Hohlraum ist mit 58 bezeichnet. Der Hohlraum 58, der im Betrieb der Doppelkupplung 10 mit einer Hydraulikflüssigkeit befüllt ist, steht über die bereits erwähnte Ölbohrung 43 mit einem Reservoir in Verbindung. Auf diese Weise können die Ringkolben 36 und 46 sich relativ zueinander bewegen, wobei der Hohlraum 58 sich entsprechend verkleinert oder vergrößert und die entsprechend verdrängte bzw. angesaugte Hydraulikflüssigkeit über die Ölbohrung 43 abströmen bzw. einströmen kann. Dabei wird zweckmäßigerweise in der Ölbohrung 43 ein gewisser Öl-Minimaldruck eingestellt. Dieser Minimaldruck wird beim Betätigen der Kupplung überdrückt. Beim Öffnen der Kupplung sorgt der Minimaldruck dafür, daß Hydrauliköl schnell in den Hohlraum 58 nachströmen kann.

Die Innenumfangsflächen 32 und 34 bilden ebenso wie die Laufflächen der axialen Flansche 54 und 56 aufeinander eine in der Figur rechts strichpunktiert eingezeichnete zylindrische Lauffläche 60, deren Radius R ist. Mit r ist demgegenüber der Radius der Außenumfangsfläche 18 am vorderen Abschnitt 16 der Kupplungseingangswelle 12 bezeichnet. In der Figur sind die linke bzw. die rechte Wirkfläche des ersten Ringkolbens 36 mit F11 bzw. F12 und die des

zweiten Ringkolbens 46 mit F21 bzw. F22 bezeichnet.

Die Kupplungseingangswelle 12 ist an ihrem in der Figur linken Ende mit einer ersten Ringnut 62 versehen, über die eine Hydraulikflüssigkeit zugeleitet werden kann. Die erste Ringnut 62 steht mit einem ersten Kanal 64 in Verbindung, der zur Rückseite des ersten Ringkolbens 36 führt. Wenn über den ersten Kanal 64 eine Hydraulikflüssigkeit unter Druck eingeleitet wird, hebt der erste Ringkolben 36 vom radialen Flansch 22 ab, wobei zwischen den Radien r und R die erste Wirkfläche F11 entsteht, nämlich die radiale Ansicht der in der Figur linken Stirnseite des ersten Ringkolbens 36. Zwischen radialem Flansch 22 und erstem Ringkolben 36 entsteht dann eine endliche erste Hydraulikkammer 66, in die die Hydraulikflüssigkeit über den ersten Kanal 64 einströmt.

Wenn der erste Ringkolben 36 sich auf diese Weise in der Figur von links nach rechts bewegt, geschieht dies gegen die Kraft der ersten Feder 40, die gegenüber dem axialen Widerlager 42 zusammengedrückt wird.

Wie bereits erwähnt wurde, vermindert sich in diesem Fall das Volumen des Hohlraums 58, so daß die darin enthaltene Hydraulikflüssigkeit über die Ölbohrung 43 abströmen kann, z. B. gegen den weiter oben erwähnten Minimaldruck. Da die axialen Flansche 54 und 56 dicht aufeinander laufen (der Übersichtlichkeit halber sind keinerlei Dichtungen in der Figur eingezeichnet), können Leckverluste am Hohlraum 58 nicht auftreten.

Neben der ersten Ringnut 62 ist eine zweite Ringnut 68 in der Kupplungseingangswelle 12 vorgesehen. Von der zweiten Ringnut 68 führt ein zweiter Kanal 70 zu einer zweiten Hydraulikkammer 72, die sich zwischen dem zweiten Ringkolben 46 und dem Flanschteil 28 befindet.

Auch hier gilt, daß die erste Wirkfläche F21 des zweiten Ringkolbens 46 als Ringfläche mit den Radien r und R ausgebildet ist.

Wenn folglich Hydraulikflüssigkeit über die zweite Ringnut 68 und den zweiten Kanal 70 in die zweite Hydraulikkammer 72 eingeleitet wird, wandert der zweite Ringkolben 46 in der Figur von rechts nach links, und zwar gegen die Kraft der sich zusammendrückenden zweiten Feder 50.

Da die ersten Wirkflächen F11 und F21 beider Ringkolben 36, 46 auf der vom Hohlraum 58 abgewandten Seite jeweils gleich groß sind wie die zugehörigen zweiten Wirkflächen F12 bzw. F22 auf der dem Hohlraum 58 zugewandten Seite, tritt auch keine ungewollte Verstellung der Ringkolben 36 bzw. 46 bei hohen Drehzahlen auf, wenn die in den Hydraulikkammern 66 bzw. 72 ebenso wie im Hohlraum 58 befindliche Hydraulikflüssigkeit infolge der Fliehkraft nach außen gedrückt wird und damit eine axiale Zusatzkraft auf die Ringkolben 36 bzw. 46 ausübt.

Wenn bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung beide Ringkolben 36, 46 dieselben ersten Wirkflächen F11 bzw. F21 aufweisen, können die Stellvorrichtungen für die Ringkolben 36, 46 identisch aufgebaut werden, wenn gleiche Verfahrenswege für die Ringkolben 36, 46 zum Betätigen der Doppelkupplung 10 vorgesehen werden.

Der radiale Flansch 22 an dem in der Figur linken Ende der Getriebeeingangswelle 12 setzt sich radial nach außen bis zum Kupplungsgehäuse 74 fort, mit dem er drehfest verbunden ist. Das Kupplungsgehäuse 74 ist mit einem axialen Anschlag 76 versehen, der als ringförmiger Vorsprung nach innen vom Kupplungsgehäuse 74 vorsteht. Der axiale Anschlag 76 dient als Anschlag für die beiden Einzelkupplungen K1 und K2 der Doppelkupplung 10.

Die erste Einzelkupplung K1 umfaßt erste Außenlamellen 78, die drehfest, jedoch axial verschiebbar im Kupplungsgehäuse 74 gelagert sind. An dem in der Figur linken Ende der ersten Einzelkupplung K1 befindet sich eine erste Druck-

platte 80, an der wiederum links in Fig. 1 der erste radiale Flansch 44 des ersten Ringkolbens 36 anliegt.

Zwischen den ersten Außenlamellen 78 befinden sich erste Innenlamellen 82, die undrehbar, jedoch axial verschiebbar in einem ersten Lamellenträger 84 gehalten sind. Der erste Lamellenträger 84 ist mit einer der Kupplungsausgangswellen 13a, 13b verbunden.

In entsprechender Weise umfaßt die zweite Einzelkupplung K2 zweite Außenlamellen 86 und eine zweite Druckplatte 88 sowie zweite Innenlamellen 90, die drehfest, jedoch axial verschiebbar in einem zweiten Lamellenkörper 92 gehalten sind. Der zweite Lamellenkörper 92 ist mit der anderen der beiden Kupplungsausgangswellen 13a, 13b verbunden.

Zwischen der ersten Druckplatte 80 und der ihr benachbarten ersten Außenlamelle 78 ist eine erste Tellerfeder 94a angeordnet. Eine zweite Tellerfeder 94b befindet sich zwischen den beiden in der Figur repräsentativ dargestellten ersten Außenlamellen 78. Eine dritte Tellerfeder 94c ist schließlich zwischen dem axialen Anschlag 76 und der benachbarten ersten Außenlamelle 78 angeordnet.

In entsprechender Weise sind auch die zweiten Außenlamellen 86 der zweiten Einzelkupplung K2 mit Tellerfedern 96 gegeneinander sowie gegen die zweite Druckplatte 88 und den axialen Anschlag 76 gefedert.

Zum Betätigen der zweiten Druckplatte 88 ist schließlich ein axialer Druckanker 98 vorgesehen, der vom zweiten radialen Flansch 52 am zweiten Ringkolben 46 durch den ersten radialen Flansch 44 des ersten Ringkolbens 36 hindurch zu einer Platte 100 führt, von der wiederum ein Zuganker 102 durch das Kupplungsgehäuse 74 hindurch zur zweiten Druckplatte 88 geführt ist.

Die Wirkungsweise der Doppelkupplung 10 gemäß der Figur ist wie folgt:

In der Darstellung der Figur sind beide Einzelkupplungen K1 und K2 der Doppelkupplung 10 gelöst.

Wenn nun die erste Einzelkupplung K1 betätigt werden soll, wird Hydraulikflüssigkeit über die erste Ringnut 62 und den ersten Kanal 64 in die erste Hydraulikkammer 66 geleitet. Der erste Ringkolben 36 wandert dann in der bereits beschriebenen Weise gegen die Kraft der ersten Feder 40 nach rechts. Damit verschiebt sich auch der erste radiale Flansch 44 nach rechts. Die erste Druckplatte 80 drückt nun von links die ersten Außenlamellen 78 und die ersten Innenlamellen 82 gegen den axialen Anschlag 76 am Kupplungsgehäuse 74. Damit ist die Kupplungseingangswelle 12 über das Kupplungsgehäuse 74 und die unter Reibschluß drehfest aneinanderliegenden Lamellen 78/82 drehfest mit dem ersten Lamellenträger 84 verbunden, der seinerseits starr mit einer der Kupplungsausgangswellen 13a oder 13b verbunden ist.

Soll nun die erste Einzelkupplung K1 wieder gelöst werden, so wird der hydraulische Druck an der ersten Ringnut 62 vermindert, mit der Folge, daß die erste Feder 40 den ersten Ringkolben 36 wieder nach links in seine Ausgangsstellung drückt. Damit wandert auch der erste radiale Flansch 44 nach links, so daß die erste Druckplatte 80 von den Lamellen 78/82 abhebt.

Die Tellerfedern 94a, 94b, 94c, die beim Schließen der Kupplung überdrückt worden waren, entspannen sich nun und heben die Lamellen 78/82 voneinander ab und auch ab vom dem axialen Anschlag 76 sowie der ersten Druckplatte 80. Damit besteht keinerlei Schleppverbindung mehr zwischen Kupplungseingang und Kupplungsausgang.

In entsprechender Weise wird die zweite Einzelkupplung K2 betätigt. Über die zweite Ringnut 68 wird Hydraulikflüssigkeit durch den zweiten Kanal 70 zur zweiten Hydraulikkammer 72 geleitet, so daß der zweite Ringkolben 46 in der

Figur nach links verschoben wird, wobei die zweite Feder 50 zusammengedrückt wird.

Damit wandert auch der zweite radiale Flansch 52 nach links und drückt über den Druckanker 98 auch die Platte 100 nach links. Die Platte 100 zieht wiederum den Zuganker 102 nach links, so daß auch die zweite Druckplatte 88 nach links bewegt wird. Auf diese Weise werden die Lamellen 86/90 zusammengedrückt und legen sich beidseits an die zweite Druckplatte 88 sowie den axialen Anschlag 76 an.

Der Kupplungseingang ist damit über die Kupplungseingangswelle 12 und das Kupplungsgehäuse 74 durch die drehfeste und reibschlüssige Verbindung der Lamellen 86/90 mit dem zweiten Lamellenkörper 92 und damit der anderen der beiden Kupplungsausgangswellen 13a, 13b verbunden.

Um die zweite Einzelkupplung K2 wieder zu lösen, wird in der bereits für die erste Einzelkupplung K1 beschriebenen Weise der Hydraulikdruck an der zweiten Ringnut 68 vermindert, so daß der zweite Ringkolben 46 durch die Kraft der Feder 50 wieder nach rechts verschoben wird. Damit wandert über das Gestänge 98, 100, 102 auch die zweite Druckplatte 88 wieder nach rechts. Die Tellerfedern 96, die beim Schließen der zweiten Einzelkupplung K2 überdrückt worden waren, entspannen sich nun und lösen die Lamellen 86/90 voneinander sowie von der zweiten Druckplatte 88 und dem axialen Anschlag 76. Auch die Verbindung über die zweite Einzelkupplung K2 ist damit schleppfrei gelöst.

Wie aus der vorstehenden Beschreibung ersichtlich, werden die Druckplatten 80 bzw. 88 über starre mechanische Elemente von den Ringkolben 36, 46 betätigt, so daß weder Hysteresen eintreten noch Reibverluste durch in den Kraftfluß geschaltete Tellerfedern. Auf diese Weise wird auch die Elastizität zwischen den Ringkolben 36, 46 und den Druckplatten 80, 88 vermindert.

Bei herkömmlichen Doppelkupplungen kann es zu störenden Fliehkrafteinflüssen kommen, wenn die in den Hydraulikkammern für die Ringkolben befindlichen Mengen an Hydraulikflüssigkeit infolge der nur einseitig vorhandenen Wirkflächen der Ringkolben eine drehzahlabhängige Kraft auf die Ringkolben ausüben. Dies ist bei der Doppelkupplung 10 gemäß der Figur vermieden, weil dort der Hohlraum 58 zwischen den Ringkolben 36, 46 ebenfalls mit Hydraulikflüssigkeit befüllt ist, wobei die Wirkflächen F11/F12 bzw. F21/F22 der Ringkolben 36 bzw. 46 innen und außen dieselbe Größe haben.

Schließlich wird bei der erfindungsgemäßen Doppelkupplung 10 durch das Vorsehen der Federn 94, 96 an den Lamellen erreicht, daß diese zwangsweise voneinander abgehoben werden, wenn die jeweilige Einzelkupplung K1 oder K2 geöffnet wird. Die Federn 94, 96 lassen sich in einfacher Weise als Tellerfedern bzw. Tellerfedernpakete vorsehen, wobei mehrere Pakete über den Umfang der Doppelkupplung 10 verteilt angeordnet sein können.

Patentansprüche

1. Doppelkupplung mit einer Kupplungswelle (12), mit einer ersten Einzelkupplung (K1) und einer zweiten Einzelkupplung (K2), wobei den Einzelkupplungen (K1, K2) jeweils ein federnd gegenüber der Kupplungswelle (12) abgestützter Betätigungskolben (36, 46) zugeordnet ist und die Betätigungskolben (36, 46) jeweils eine erste, mit einem Fluid beaufschlagbare radiale Wirkfläche (F11, F21) aufweisen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Betätigungskolben (36, 46) auf ihren den ersten radialen Wirkflächen (F11, F21) abgewandten Seiten zwischen sich einen Hohlraum (58) einschließen, daß die Betätigungskolben (36, 46) auf

- ihren dem Hohlraum (58) zugewandten Seiten mit zweiten radialen Wirkflächen (F12, F22) versehen sind, daß die zweiten radialen Wirkflächen (F12, F22) gleich groß sind, und daß der Hohlraum (58) mit dem Fluid befüllt ist. 5
2. Doppelkupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und die zweiten radialen Wirkflächen (F11, F12, F21, F22) jeweils miteinander kongruent sind.
3. Doppelkupplung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Wirkflächen (F11, F12, F21, F22) kreisringförmig ausgebildet sind. 10
4. Doppelkupplung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigungskolben (36, 46) auf einer Kupplungswelle (12) laufen. 15
5. Doppelkupplung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungswelle (12) die Kupplungseingangswelle ist.
6. Doppelkupplung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigungskolben (36, 46) in topfförmig radial von der Kupplungswelle (12) abstehenden Flanschen (22, 24, 28, 30) laufen. 20
7. Doppelkupplung nach einem oder mehreren der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigungskolben (36, 46) gegenläufig auf der Kupplungswelle (12) laufen. 25
8. Doppelkupplung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigungskolben (36, 46) in ihrem einander zu weisenden Abschnitt mit axialen Flanschen (54, 56) aufeinander laufen. 30
9. Doppelkupplung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigungskolben (36, 46) denselben Kolbenweg haben. 35

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

40

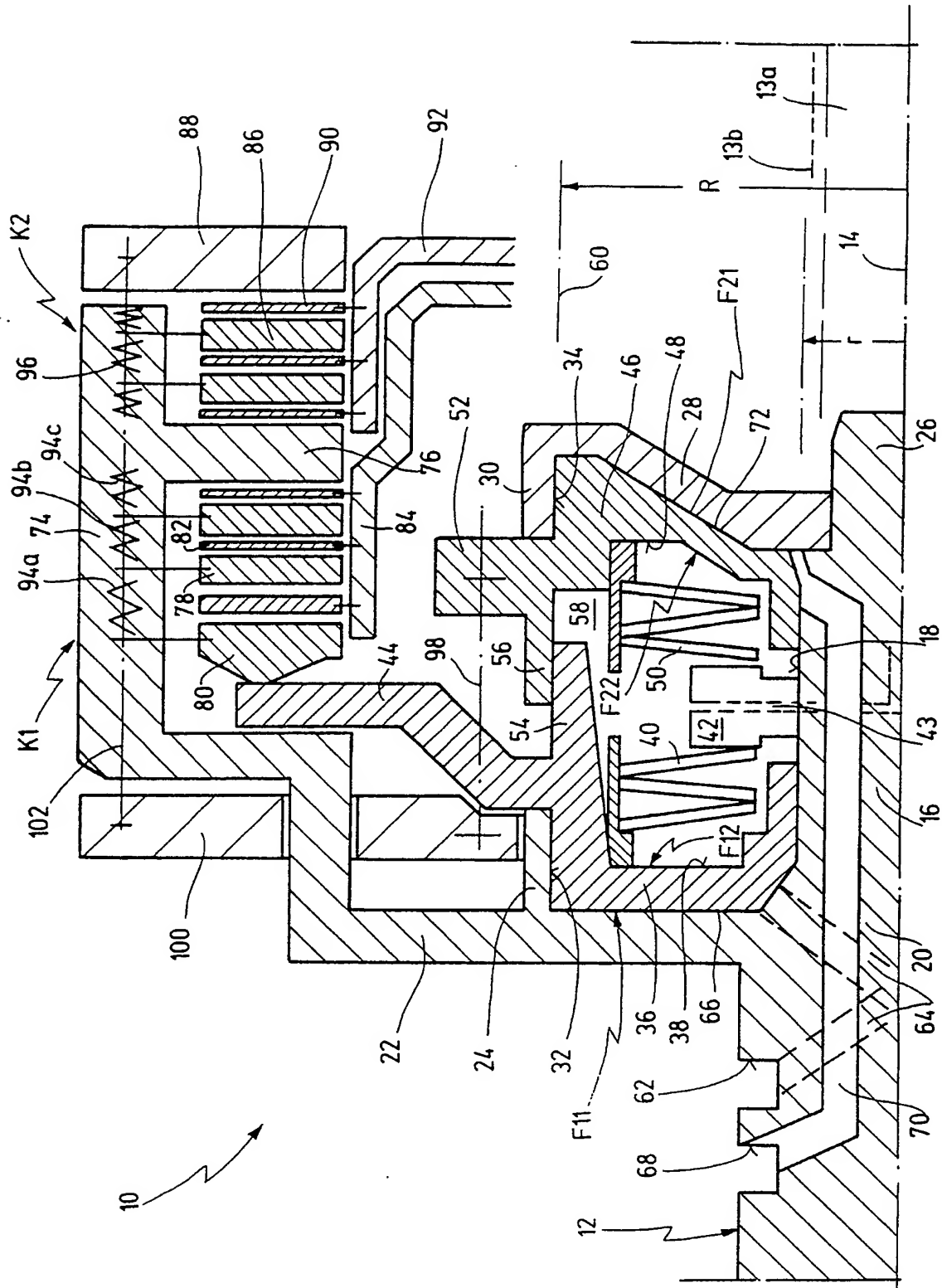
45

50

55

60

65



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record.**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)